

УДК 669.019.02/09

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ВАЛА ШПИНДЕЛЯ СТАНА ДУО-КВАРТО 320 ХП

Алексей Олегович Соколов

*Студент 6 курса,
кафедра «Оборудование и технологии прокатки»
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: А.А. Мальцев,
кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование и технологии прокатки»*

Технологическое оборудование прокатного стана дуо-кварто 320 ХП включает в себя рабочую клеть дуо-кварто вместе с ее электроприводом (основное оборудование) и вспомогательное оборудование — рольганг, правую и левую моталки консольного типа со своими электроприводами, ножницы продольной и поперечной резки, сварочный аппарат, правильную машину [1].

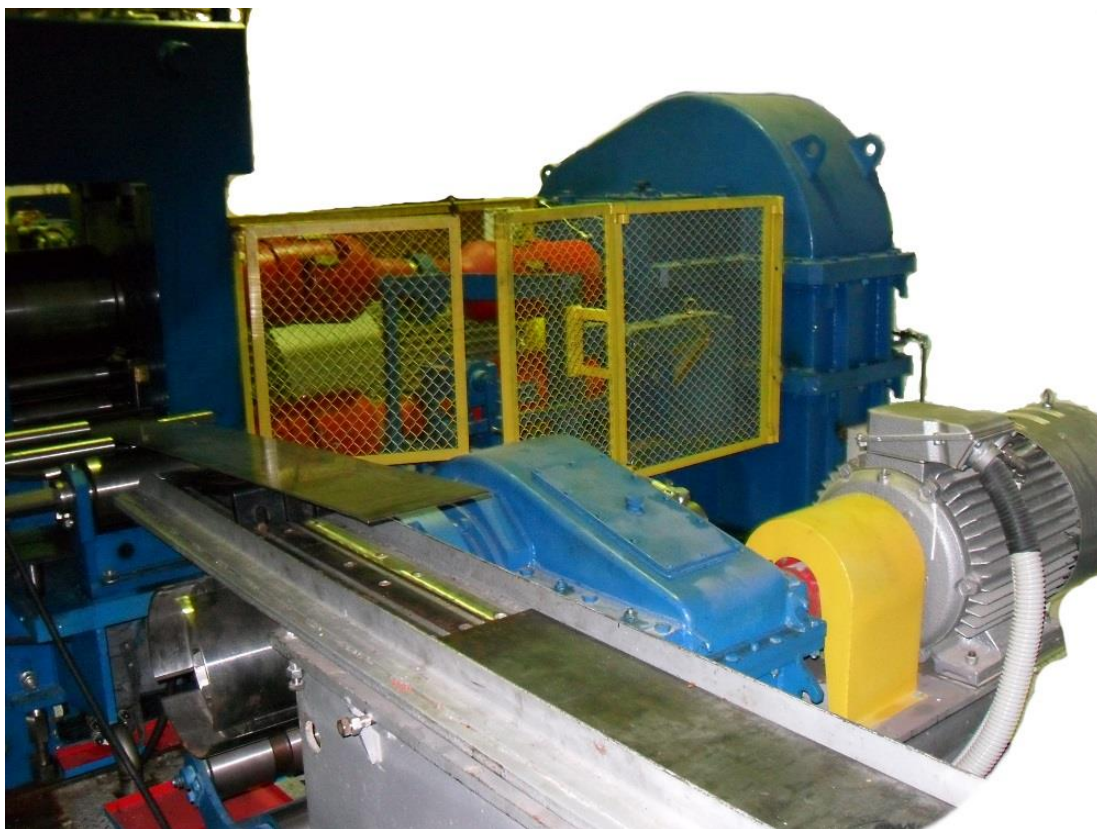


Рис. 1. Стан дуо-кварто 320 ХП

В состав электропривода клетки дуо-кварто (главного электропривода) входят два универсальных шпинделя — верхний и нижний. Результаты математического моделирования (MathCAD-графики) показали, что валы этих шпинделей испытывают циклические нагрузки в процессе прокатки заготовок из высоколегированных прецизионных сплавов. Крутильные колебания возникают в электроприводах многих прокатных станов [2]. То есть в процессе проведения экспериментов по прокатке сутунок на стане дуо-кварто 320 ХП, осуществляемой с большими обжатиями, после ударного захвата заготовки рабочими валками, на участках валопровода возникают высокоамплитудные крутильные колебания (рис.2).

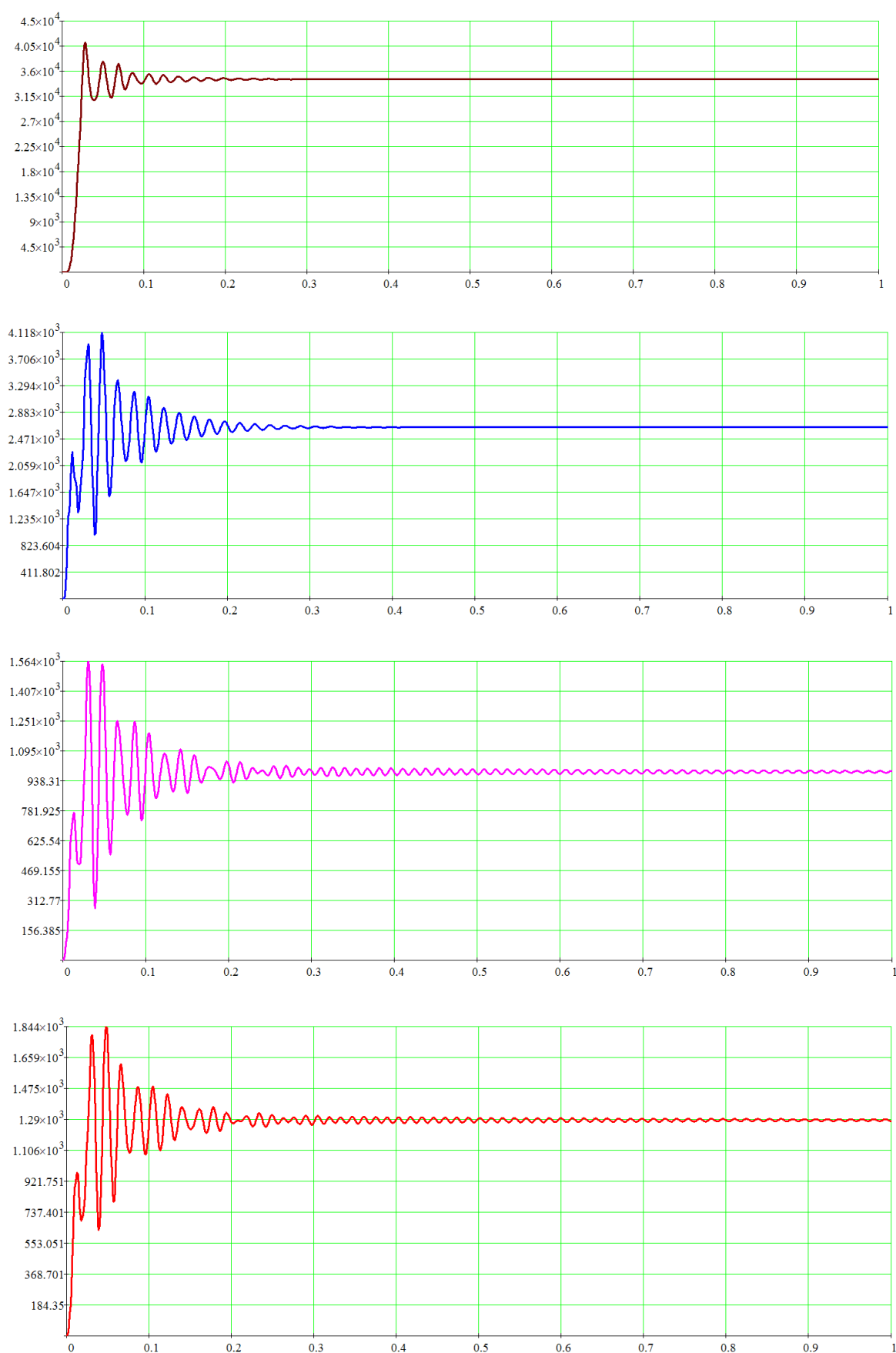


Рис. 2. MathCAD-графики моментов сил упругости M1, M2, M3, M4 на четырех участках валопровода прокатного стана дуо-кварто 320 ХП

Появляется опасность накопления усталостных повреждений в материале той или иной детали валопровода, например, в металле универсального шпинделя стана дуо-кварта 320, что рано или поздно приведет к усталостному разрушению вала, скорее всего, в его опасном сечении. Универсальный шпиндель имеет вал DE и два шарнира AD и EH ; шарнир AD состоит из головки с лопастью AB вилки CD ; шарнир EH состоит из вилки EF и головки с лопастью GH (рис. 3).

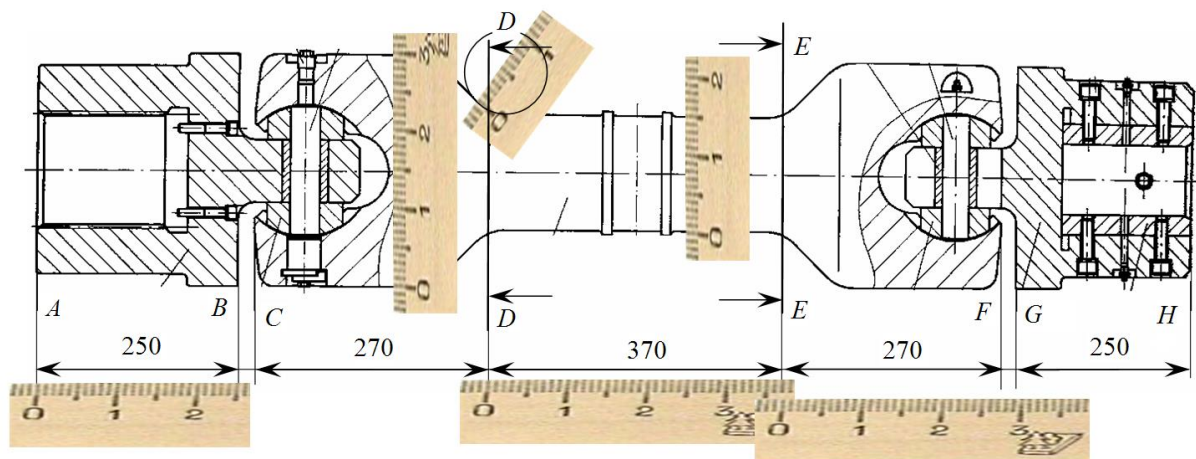


Рис. 3. Универсальный шпиндель

Наибольшие касательные напряжения при кручении шпинделя возникают в его опасном сечении $D-D$ (или $E-E$) — месте перехода по галтели от вилки к валу. Диаметр вилки $D_{\text{вил}} = 300$ мм, диаметр вала $d_{\text{вал}} = 150$ мм, радиус галтели $\rho_{\text{г.вил}} = 50$ мм, что превышает $0,3$ мм, следовательно, для расчета предела выносливости $\tau_{-1\text{вил}}$ применимы все уравнения теории подобия усталостного разрушения.

ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости» устанавливает порядок расчета предела выносливости шпинделя $\tau_{-1\text{вил}}$ в его опасном сечении согласно статистической теории подобия усталостного разрушения, описывающей совместное влияние различных факторов на характеристики сопротивления усталости деталей машин. Эта теория вытекает из теории прочности «наиболее слабого звена» Вейбулла, учитывающей влияние геометрических размеров образцов и неоднородности распределения напряжений на характеристики сопротивления хрупкому разрушению.

Сначала, исходя из соотношения и $\rho_{\text{г.вил}}/d_{\text{вил}} = 50/150 = 0,33$ по верхней номограмме, соответствующей соотношению диаметров $D_{\text{вил}}/d_{\text{вил}} = 300/150 = 2$ (рис. 4) был графически определен теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений в опасном сечении: $\alpha_{\tau} \approx 1,15$. Этот коэффициент равен отношению максимального напряжения в области концентратора к номинальному напряжению, вычисленному при отсутствии концентратора.

Затем был вычислен относительный градиент первого касательного напряжения $\bar{G}$, характеризующий скорость убывания напряжений по мере удаления от места их концентрации в сечении $D-D$ вала шпинделя:

$$\bar{G} = \frac{1,15}{\rho_{\text{г.вил}}} + \frac{2}{d_{\text{вил}}} = \frac{1,15}{50} + \frac{2}{150} = 0,036 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Чем выше данный градиент, тем в меньшем объеме концентрируются высокие напряжения, тем меньше зерен металла приходится на этот объем и вероятность образования здесь усталостной трещины.

Влиянием второго и третьего компонента касательных напряжений, действующих в зоне концентрации, пренебрегают.

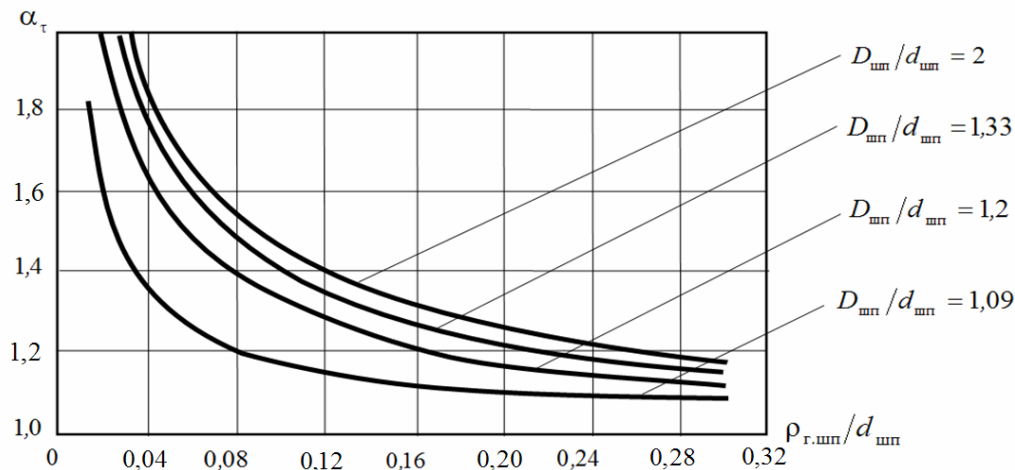


Рис. 4. Номограммы для графического определения теоретического коэффициента концентрации напряжений в опасном сечении вала шпинделя

Критерий подобия усталостного разрушения $L/\bar{G}$ для вала шпинделя в его опасном сечении $D-D$:

$$\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)_{\text{шпн}} = \frac{\pi d_{\text{шпн}}}{G} = \frac{3,14 \cdot 150}{0,036} \approx 13083 [\text{мм}^2],$$

где L — периметр рабочего сечения $D-D$ вала шпинделя; $L = \pi d_{\text{шпн}} = 471 \text{ мм}$.

Критерий подобия усталостного разрушения $L/\bar{G}$ для гладкого лабораторного образца:

$$\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)_{\text{гл}} = \pi d_{\text{гл}}^2 / 2 = 88,3 [\text{мм}^2],$$

где $d_{\text{гл}} = 7,5 \text{ мм}$ — диаметр стандартного гладкого лабораторного образца (сталь 45), испытанного при изгибе с вращением.

Суть статистической теории подобия усталостного разрушения заключается в том, что чем ближе друг к другу значения $(L/\bar{G})_{\text{шпн}}$ и $(L/\bar{G})_{\text{гл}}$, тем больше совпадают функции распределения пределов выносливости $\tau_{-1\text{шпн}}$ и τ_{-1} , где τ_{-1} — предел выносливости стали 45 при кручении; $\tau_{-1} = 140 \text{ МПа}$. Относительный критерий подобия усталостного разрушения

$$\Theta = \frac{(L/\bar{G})_{\text{шпн}}}{(L/\bar{G})_{\text{гл}}} = \frac{13083}{88,3} \approx 148$$

Далее найдено отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений K_τ и масштабного коэффициента ε_τ :

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{2\alpha_\tau}{1 + \Theta^{-v_\tau}} = \frac{2 \cdot 1,15}{1 + 148^{-0,22}} = 1,73,$$

где v_τ — коэффициент чувствительности стали 45 к концентрации напряжений и масштабному фактору; $v_\tau = 0,22$. После этого, согласно статистической теории подобия усталостного разрушения был определен предел выносливости

$$\tau_{-1\text{шпн}} = \frac{\tau_{-1}}{\left[\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_m} - 1 \right] \frac{1}{\beta_y}} = \frac{140}{\left[1,73 + \frac{1}{0,88} - 1 \right] \frac{1}{1,2}} \approx 90 [\text{МПа}],$$

β_m — коэффициент качества механической обработки поверхности шпинделя, $\beta_m = 0,88$; β_y — коэффициент упрочнения поверхности шпинделя, $\beta_y = 1,2$.

Для извлечения из анализируемого процесса (MathCAD-графиков) информации, необходимой для оценки уровня нагруженности, широко используют методы, основанные на замене реального случайного процесса нагружения некоторым схематизированным процессом, который по уровню накопленного в детали усталостного повреждения должен быть эквивалентен реальному процессу.

MathCAD-графики обработаны согласно ГОСТу 25.101-83 «Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов».

Нами была использована двухпараметрическая систематизация нагрузочного режима методом укрупненных размахов, где параметрами являются амплитудное напряжение цикла τ_a и среднее значение цикла τ_m , взятые из графиков нагружения. Метод укрупненных размахов предпочтительнее, чем просто метод размахов, приводящий к схематизированному процессу с меньшим повреждающим действием, чем реальный процесс.

Выполнены все этапы схематизации методом укрупненных размахов: «предварительная подготовка процесса нагружения к схематизации; дискретизация процесса нагружения; вычисление статистических характеристик последовательности ординат процесса нагружения; выделение экстремумов процесса нагружения; замена реального процесса нагружения схематизированным по выбранному методу схематизации; определение эмпирических распределений нагрузок схематизированного процесса и вычисление основных статистических характеристик распределений».

Выработка ресурса универсальным шпинделем прокатного стана дуо-кварто 320 ХП проявляется главным образом в накоплении необратимых повреждений механического (усталость, изнашивание, накопление пластических деформаций) и физико-химического происхождения (коррозия). Эти повреждения нужно описать в рамках теории, связывающей скорость накопления повреждений с действующими нагрузками в условиях окружающей среды.

Первые разработки по усталостной прочности материалов связаны с именем А. Веллера (середина XIX века), который построил первую машину для усталостных испытаний. Задача о долговечности деталей (по усталости) была поставлена в 1924 году Пальмгреном, который предложил гипотезу о линейном суммировании усталостных повреждений для ее решения. Гипотеза была основана на предположении, что повреждение, вызванное циклом напряжений, не зависит от состояния детали в данный момент и от последовательности приложения амплитуд напряжений (истории нагружения) и просто суммируется с повреждениями, вызванными предыдущими циклами. Недостаток линейной гипотезы — значительное расхождение между теоретическими и экспериментальными значениями долговечности.

Когаев В.П. уточнил линейную гипотезу, предложив скорректированное правило суммирования повреждений. Формула Когаева-Серенсена для ресурса детали, выраженного числом блоков нагружения λ до появления первой макроскопической трещины длиной более 0,5 мм, имеет вид:

$$\lambda = \frac{K_{\text{кор}} \tau_{-1д}^m N_0}{\sum_{(\tau_{ai} \geq \tau_{-1д})} \tau_{ai}^m v_{iб}}$$

Однако величина корректирующего коэффициента $K_{\text{кор}}$ изменяется в широких пределах, поэтому были высказаны сомнения в справедливости линейной гипотезы. Это не отражается в расчетных зависимостях ресурса по линейному правилу, которое не учитывает историю нагружения. Применение нелинейных моделей вызывает затруднение, связанное с оценкой влияния истории нагружения на процесс накопления усталостных повреждений.

Поэтому для расчета математического ожидания и построения кривой распределения долговечности использован метод Монте-Карло [3].

Расчет долговечности выполнен по формуле Когаева-Серенсена на основании линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений, основанной на том, что повреждение детали от очередного опасного цикла напряжений суммируется с повреждениями, вызванными предыдущими опасными циклами.

$$n_{зг} = \frac{K_{кор} \tau_{-1шп}^{m_\alpha} N_0}{\sum_{i=1}^{n_{о.ц}} \tau_{пр i}^{m_\alpha}},$$

где $K_{кор}$ — корректирующий коэффициент; $\tau_{пр i}$ — приведенная к симметричному циклу амплитуда i — го опасного цикла напряжения, $\tau_{пр i} > 0,6 \tau_{-1шп}$; $n_{о.ц}$ — число опасных циклов.

Корректирующий коэффициент

$$K_{кор} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{о.ц}} \tau_{пр i} - 0,6 \tau_{-1шп}}{n_{ц} - 0,6 \tau_{-1шп}} \geq 0,2,$$

где $n_{ц}$ — общее число циклов на осциллограмме напряжений, учтенное за время переходного процесса.

Параметры, входящие в формулу Серенсена-Когаева, имеют рассеяние и рассматриваются как случайные величины, т.е. долговечность рассчитывается в вероятностном плане.

Согласно методу Монте-Карло, для разыгрывания некоторой случайной величины X , равномерно распределенной в интервале $[x_1, x_2]$, используется выражение $X = X_1 + X_{[0,1]}(x_2 - x_1)$, где $X_{[0,1]}$ — равномерно распределенная в интервале $[0,1]$ некоторая величина, разыгрываемая генератором случайных чисел.

Для величин $\tau_{-1шп}$, N_0 , m_α , $\tau_{пр i}$, при их разбросе на величину $\pm 20\%$ от математических ожиданий $\bar{\tau}_{-1шп}$, $\bar{N}_0$, $\bar{m}_\alpha$, $\bar{\tau}_{пр i}$, справедливы следующие формулы:

$$\begin{aligned} \tau_{-1шп} &= (0,8 + 0,4 X_{[0,1]}) \bar{\tau}_{-1шп}; & N_0 &= (0,8 + 0,4 X_{[0,1]}) \bar{N}_0; \\ m_\alpha &= (0,8 + 0,4 X_{[0,1]}) \bar{m}_\alpha; & \tau_{пр i} &= (0,8 + 0,4 X_{[0,1]}) \bar{\tau}_{пр i}. \end{aligned}$$

Для вычисления математического ожидания $\bar{N}_{зг}$ величины $N_{зг}$ и среднеквадратического отклонения выполнено более 1000 розыгрышей.

Внезапный выход из строя шпинделя прокатного стана при эксплуатации часто приводит к гораздо большему материальным затратам, чем заблаговременная замена шпинделя по причине выработки им ресурса, что делает актуальной задачу прогнозирования его усталостной долговечности.

Литература

1. Колесников А.Г. Технологическое оборудование прокатного производства: учебное пособие / А.Г. Колесников, Р.А. Яковлев, А.А. Мальцев. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. — 158 с.
2. Даяева Н. Н. Расчет крутильных колебаний в линии привода прокатного стана 280 ОАО «РМЗ». [\[Электронный ресурс\]](#) // Вторая Всероссийская научно-техническая конференция «Студенческая весна 2009: Машиностроительные технологии» / МГТУ им. Н.Э. Баумана. — Электрон. дан. — М.: МГТУ, 2009. — 1 электрон. опт. диск (CD-R). — Систем. требования: ПЭВМ, ОС Windows.
3. Мальцев А.А. Исследование динамики и прогнозирование долговечности привода прокатного стана: методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Основы динамики и надежности металлургического оборудования» — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. — 35 с.